

Auxiliary drive of an internal combustion engine for an air compressor

Patent Number: ☐ US4915598
Publication date: 1990-04-10
Inventor(s): KUBIS HERIBERT (DE)
Applicant(s): MAN NUTZFAHRZEUGE GMBH (DE)
Requested Patent: ☐ JP1244116
Application Number: US19890306329 19890203
Priority Number (s): DE19883804575 19880213
IPC Classification: F04B35/00
EC Classification: F02B63/06, F02B67/04, F16H21/38
Equivalents: AT285288, ☐ AT402755B, ☐ DE3804575, ☐ FR2627131, ☐ GB2215783,
☐ IT1228060, JP2636924B2, ☐ SE468908, SE8900454

Abstract

A gear wheel drive air compressor which is constructed as a piston compressor, the drive gear wheel of which on the air compressor crankshaft meshes with a gear wheel on the camshaft of the internal combustion engine. The inventive construction prevents the reverse acceleration of the camshaft drive gear wheel and minimizes the knocking pulse and noise in the mesh of the camshaft gear wheel in that the transmission ratio between the air compressor drive gear wheel and the camshaft gear wheel is embodied as a multiple load cycle of the camshaft drive torque, and at the same time the angular position of the air compressor crankshaft relative to the camshaft is fixed such that negative torque components of the air compressor crankshaft are eliminated by the overlapping of positive torque components of the camshaft. Furthermore, the air compressor drive gear wheel is arranged in alignment with the air compressor crankshaft.

Data supplied from the esp@cenet database - 12

⑫ 公開特許公報(A) 平1-244116

⑬ Int. Cl.⁴

F 02 B 63/06
67/04

識別記号

庁内整理番号

A-6673-3G
A-6673-3C

⑭ 公開 平成1年(1989)9月28日

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全5頁)

⑮ 発明の名称 内燃機関の空気圧縮機のための補助駆動装置

⑯ 特 願 平1-28822

⑰ 出 願 平1(1989)2月9日

優先権主張 ⑱ 1988年2月13日 ⑲ 西ドイツ(DE) ⑳ P3804575.3

⑳ 発 明 者 ヘリベルト・クービス ドイツ連邦共和国ニュルンベルク・ハイスターシュトラッセ 37

㉑ 出 願 人 エム・アー・エヌ・ヌ ドイツ連邦共和国ミュンヘン50・グツハウアー・シュトラッセ 667
ツツフアールツォイ
ゲ・ゲゼルシャフト・
ミット・ベシユレンク
テル・ハフツング

㉒ 代 理 人 弁理士 矢野 敏雄 外1名

明 細 書

1 発明の名称

内燃機関の空気圧縮機のための補助駆動装置

2 特許請求の範囲

1. 内燃機関の空気圧縮機のための補助駆動装置であって、該空気圧縮機はシリンダ内で案内されているピストンを備えたピストン形圧縮機として形成されており、該ピストンはコンロッドを介してクランク軸によって駆動され、該クランク軸は駆動歯車と結合し、該駆動歯車は内燃機関の駆動軸によって歯車を介して駆動され、その際空気圧縮機駆動ギヤがカム軸上の歯車と噛合している形式のものにおいて、空気圧縮機駆動ギヤ(10)が空気圧縮機クランク軸(17)に対して調整されて取り付けられており、空気圧縮機駆動ギヤ(10)とカム軸ギヤ(3)との歯数比が、カム軸駆動トルクの負荷サイクルの整数倍であり、同時に、空気圧縮機クランク軸(17)のトルクの負の部分(18)が、カム軸のト

ルクの正の部分(20)の重量によって除去され得るように、空気圧縮機クランク軸(17)の角度位置がカム軸(5)に対して固定されていることを特徴とする、内燃機関の空気圧縮機のための補助駆動装置。

2. 空気圧縮機駆動ギヤ(10)とカム軸(5)のギヤ(3)との場合において、バックラッシュが許容範囲で仕上げられているか、又は調節装置によって小さな値に調節されうることを特徴とする、請求項1記載の補助装置。

3 発明の詳細な説明

産業上の利用分野

本発明は請求項1の上位概念に記載の空気圧縮機のための補助装置に関する。

従来の技術

特に空気式ブレーキを備えた自動車の空気圧縮機に使用されているピストン形圧縮機を歯車によって駆動することは多くの利点を有している。その最も重要な利点は、従来技術に使用されていたVベルト駆動に比べて、保守がまった

して、エンジンのシリンダヘッド内の弁りを駆動している。

駆動ギヤ10は、空気圧縮機11に付属するクランク軸17を駆動するためにカム軸ギヤ3と噛合している。図示の実施例では、空気圧縮機ギヤ10とカム軸ギヤ3との間のバックラッシの精密な調整は、外部から操作可能な偏心輪12によって行われ、該偏心輪12はエンジンケーシング14と空気圧縮機11との間に配置されている。偏心輪12の回転によって、バックラッシが正確に調整されて調整される。バックラッシの調整は空気圧縮機11の簡単な移動によっても行うことができ、又、ギヤ3と10との噛合部の歯面の間隔を、締付けねじ15を取外した後にシクネスゲージを用いてチェックすることによっても行うことができる。バックラッシの調整は、ギヤ3とギヤ10とがその固定幅やこれに付属の軸間距離に関して、所要の狭い許容範囲内に仕上げられているような場合には、これを勿論記述で省略することができる。

このトルクは、クランク回転角度180°毎に小さい負のトルク部13を備えた4つの負荷サイクルを有している。このカム軸駆動トルクに、戻り部張の結果としての負の部分18を有する空気圧縮機11のための駆動トルク（図示で図示）が、重畳されて図示されている。カム軸ギヤ3と空気圧縮機ギヤ10との間の歯数比は、所要の圧気量に基づいて選択されなければならないが、例えば360°の空気圧縮機の回転の間にクランク回転角度30°の位相のずれが生じるように選択される（即ち360°の空気圧縮機の回転が390°のクランク回転角度に相当する）。カム軸の負荷サイクル長180°の場合には、180°÷30°=空気圧縮機6回転毎に、空気圧縮機とカム軸との位相は出発位置（最初の位相）に戻り、これが繰り返される。この6回転の間に1度、空気圧縮機とカム軸との駆動トルクの負の最大トルクも減る。このため、回転毎の運動エネルギーの小さい、エンジンのアイドリング時には特に、カム軸ギヤ

部2図から明らかなように、空気圧縮機11には、該配気又は操作油圧ポンプ16をフランジ結合することが出来る。

前開事項を第1図に図示のように配置した場合の特に有利な点は、これによってエンジンの右側と左側とに有利に配置された噴射ポンプ乃至はカム軸の駆動が、寸法が小さくてコストの安い歯車で行われるという点である。更に中間ギヤ2に対してギヤ1、3及び4の歯数を素数関係に選ぶことにより、矢々のピーク負荷の間隔における高い負荷の噛合点A、B及びCで、矢々異なった歯面が噛合うことになり、同一の歯面が常にピーク負荷を伝達しなければならないような場合に発生する高い摩耗の可能性を減少させることができ、その結果、より騒音でよりコストの安い噛合部が実現できることが確認された。

第3図のaには、4気筒エンジンのカム軸5のトルク（図示で図示）が、クランク回転角度720°の作業区間に亘って図示されている。

3の逆進加速度が抑制され、該逆進加速度が明瞭に聞こえる衝撃パルスとして歯の歯根部に伝播し、周期的に不愉快な騒音を発生させることになる。

第3図のbでは、空気圧縮機駆動ギヤ10とカム軸ギヤ3との歯数比がカム軸負荷サイクルの整数倍に構成されていることにより、カム軸ギヤ3の逆進加速度が阻止されている。

例えば空気圧縮機の1回転（360°）は、矢々180°のカム軸負荷サイクルの正逆に2倍に合致しており、これは4気筒エンジンの場合特に有利である。エンジンと空気圧縮機との回転数比が同じで6気筒エンジンの場合には、空気圧縮機の1回転は3整数倍に相当する3回のカム軸負荷サイクルでよいことが判るであろう。

更に空気圧縮機駆動ギヤ10は、空気圧縮機クランク軸17に対して調整されて取り付けられている（より正しい、より正確な歯の位置乃至は歯の配置のために）。同時に、空気圧縮機

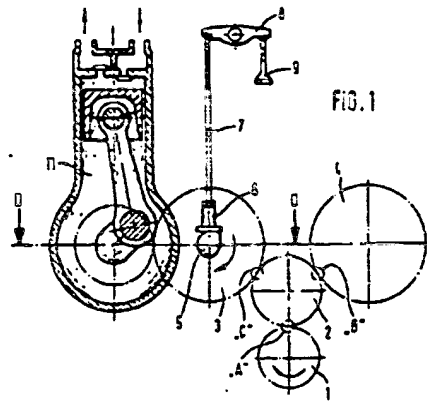


FIG. 1

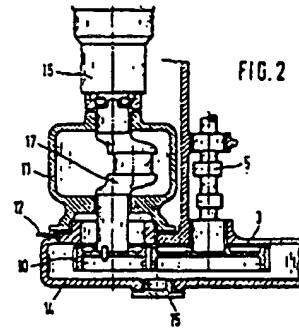


FIG. 2

- 3...カム軸ダイヤ
- 5...カム軸
- 10...空気圧筒状駆動ダイヤ
- 17...空気圧筒状クランク軸

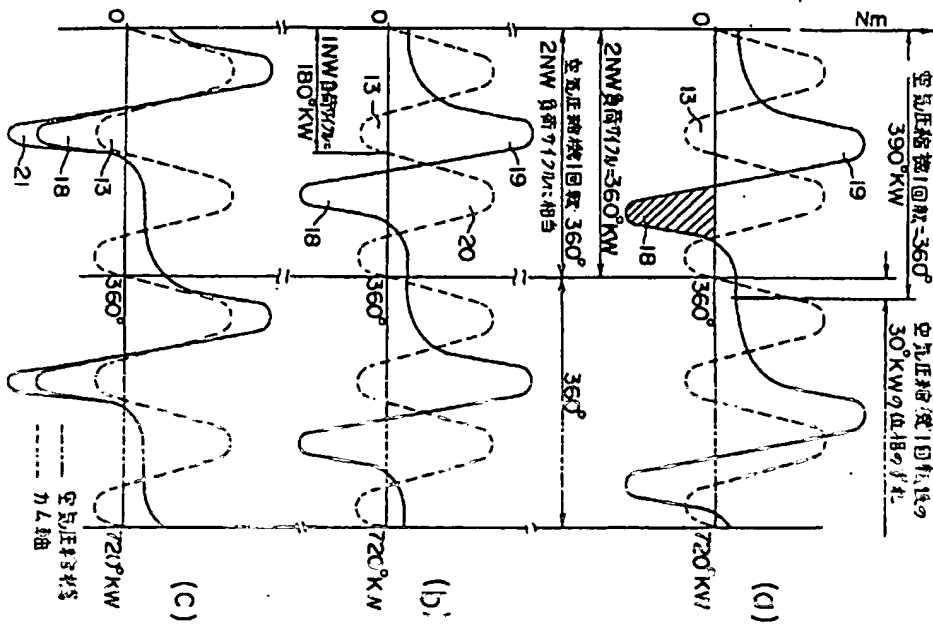


Fig. 3

クランク軸17の角度位置がカム軸5に対して固定される(最終的には歯車10と3との正しい角度位置によって行われる)。このような配設によって空気圧縮機11の負のトルク部18が、カム軸5の正のトルク部20によって最も相殺される。

正のトルク部20によって上述の負のトルク18を、完全ではないが全く充分に小さなものにする事は、一般的に、空気圧縮機駆動ギヤ10の精密な調整をしなくても可能である。併しこのようなことは、歯のピッチが小さく、かつ回転方向及び反回転方向の歯の半ピッチ毎の調整を行うことなしに、最大の誤差が、カム軸5に対する空気圧縮機クランク軸17の固定の組込みによる本発明の効果に悪影響を及ぼさない場合に限って許されることである。

第3図のcは、カム軸に対して空気圧縮機クランク軸の組込みの調整が行われない場合、ギヤ3と10との歯数比がカム軸負荷サイクルの整数倍になっていても、空気圧縮機とカム軸の

負のトルク部18の部分が加重されて、不都合にも負の最大トルク部(21)が形成され得ることを、判り易いように示している。

気圧数がより多いエンジンにあっては、カム軸駆動トルクがもはや負の部分を含み持たないことが懸念がある。併しこの駆動トルクはカム軸の個々の負荷サイクルの間で、零より僅か大きいだけの小さな値に低下する。そのため空気圧縮機の負のトルクはこの位置で殆ど完全に効果的に作用する。従って騒音パルスを抑えに阻止するためには、この場合も亦、空気圧縮機の調整された組込みと、空気圧縮機の歯数比をカム軸負荷サイクルの整数倍にすることが望ましい。そうすることにより、空気圧縮機駆動トルクの負の部分が、正のカム軸駆動トルクによって相殺される。

4 図面の簡単な説明

図面は本発明の実施例を示すもので、第1図は駆動ギヤがカム軸上のギヤと噛合している、空気圧縮機のための補助駆動装置の断面図、第

2図は第1図の線II-IIに沿った断面図、第3図のaは空気圧縮機の歯数比がカム軸負荷サイクルの整数倍になっていない公知の形式の場合のものであって、720°のクランク回転角度の作業区間に亘り、カム軸と空気圧縮機のトルクの経過を表わしたグラフ、bは、本発明に基づき空気圧縮機の歯数比がカム軸負荷サイクルの整数倍に構成され、かつ空気圧縮機クランク軸の角度調節がカム軸に対して調整されている場合のグラフ、cは空気圧縮機の歯数比がカム軸負荷サイクルの整数倍に構成されているものの、空気圧縮機のクランク軸の組込みがカム軸に対して調整されていない場合のグラフである。

1…内蔵機関クランク軸ギヤ、2…中間ギヤ、3…カム軸ギヤ、4…噴射ポンプギヤ、5…カム軸、6…クベット、7…クベットロッド、8…揺れ脚、9…弁、10…空気圧縮機駆動ギヤ、11…空気圧縮機、12…偏心輪、13…負のトルク部、14…エンジンケーシング、1

5…締付けねじ、16…操舵又は操作油圧ポンプ、17…空気圧縮機クランク軸、18…負のトルク部、19、20…正のトルク部、21…負の最大トルク部

代理人 弁護士 矢野 敏 雄



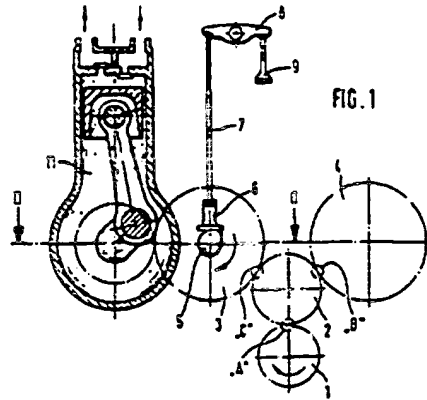


FIG. 1

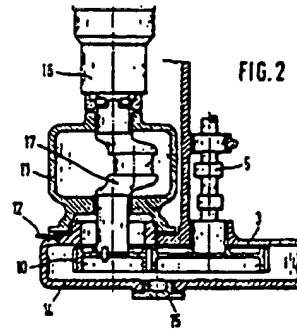
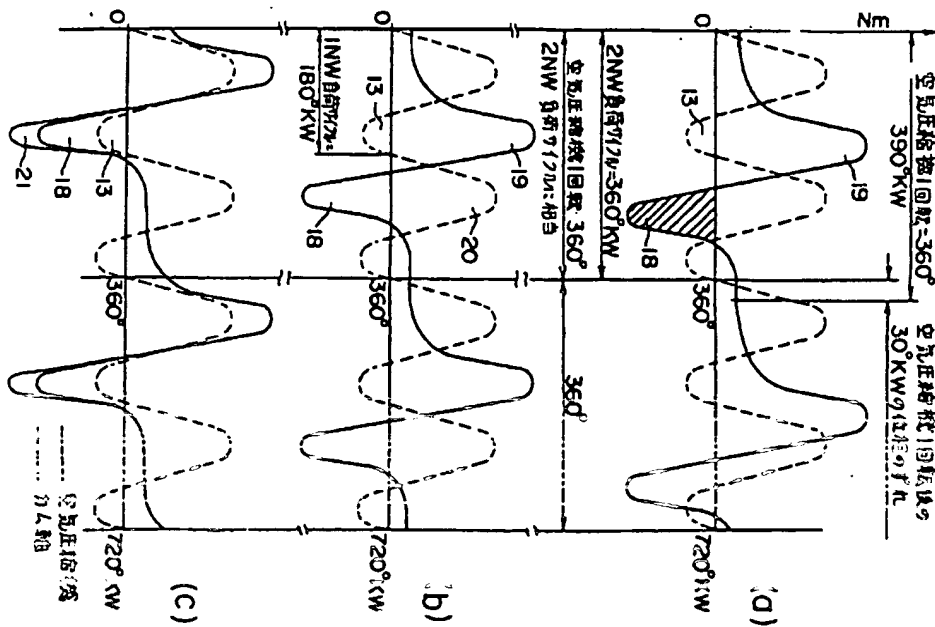


FIG. 2

- 3...カム軸ギヤ
- 5...カム軸
- 10...空気圧縮機駆動ギヤ
- 17...空気圧縮機クランク軸



く不要なことである。機械油圧ポンプは通常空気圧縮機クランク軸から駆動されるが、このような場合には、前記の利点が付加的な重要性を持つことになる。なぜならば、空気圧縮機の運転の安全性—これは歯車装置によってのみ可能であるが—を可能な限り高くしようとする要求が更に高まるからである。

補助空気圧縮機にあっては、ピストン形圧縮機の型式が極めて適切であることは周知の通りである。しかし歯車駆動の場合には、上死点に到達した後に、空気圧縮機の隙間空間内に残留する圧縮された空気が膨張し、それにより空気圧縮機を駆動している接続力が突然負になり、空気圧縮機がトルクを失うという欠点のあることが判った。これが噛合部に、不快な打撃音を伴う急激な噛合たり交換を行わせることになる。

特に最近の高性能機関に提案されているような軽量構造の駆動形式にあっては、たとえ空気圧縮機ギヤと駆動側のカム軸ギヤとの間のバック

クラッシュが小さな値に仕上げられ又は調整されていても、この騒音を常に許容値内に抑えるのは困難である。その理由は、カム軸の駆動トルクが、シリンダ数の少ないエンジンにあっては特に大きく変動し、しかも負の部分を持つことがあるからである。戻り膨張の位相にある空気圧縮機の負のトルクがカム軸の小さいトルク又は完全に負のトルクに重畳されると、空気圧縮機ギヤに対してカム軸ギヤの逆進加速度が付加的に発生し、これがその他の歯車駆動部に衝撃として伝播する。

空気圧縮機及びカム軸ギヤの回転質量を明らかに大きくすることによって、上記欠点を除去しようとする試みは、低コスト、低容積及び低重量の観点から全く顧みられない。即ち慣性モーメントを大きくすることは、重量と容積とを著しく大きくすることであり、ひいては高いコストになる。それは騒音が特にアイドリング時に発生するからであって、本来、このような運転状態においては、アイドリング回転数が少な

いために回転体の運動エネルギーは小さくてよい筈である。

発明の課題

従って本発明の課題は、空気圧縮機及び駆動カム軸ギヤの回転体を、小さな慣性モーメント、小さな寸法、又軽い構造体にするることによって、カム軸ギヤの逆進加速度を阻止し、かつカム軸ギヤの噛合部における打撃衝動と騒音とを最小に抑えることができるような駆動装置を提供することにある。

課題を解決するための手段

本課題は本発明の請求項1に記載の特徴によって解決することができた。

発明の作用・効果

本発明により、空気圧縮機とカム軸との負のトルク部分が加算されるのを阻止することができ、この煩わしい空気圧縮機の負のトルク部分は、カム軸の受動的な正の駆動トルクによって相殺される。そのため、カム軸ギヤの不都合な逆進加速度及びそれに伴って他の歯車駆動部に

発生する衝動が阻止される。併し空気圧縮機ギヤの逆進加速度自体の大きさは、空気圧縮機の戻り膨張のためにそのままの大きさを保持されている。この衝動はカム軸ギヤによって受け止められなければならないが、前述のように負のトルクが正のトルクによって相殺されるために、カム軸ギヤの逆進加速度は全く生じない。本発明の別の構成によれば、反回転方向のカム軸ギヤに対する空気圧縮機ギヤの、この不可避的な衝動が、両歯車間の噛合部のバッククラッシュを狭くすることによって非常に小さな値になり、その結果、煩わしい騒音が阻止される。

本発明による補助駆動部のその他の利点については、実施例で述べる。

実施例

第1図と第2図では、内燃機関クランク軸ギヤ1が中間ギヤ2を介してカム軸ギヤ3と噴射ポンプギヤ4とを駆動している。カム軸は図5で示されている。このカム軸5はクベット6、クベットロッド7及び揺れ軸8の矢々を介